



①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 198 53 360 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 02 D 9/06**  
F 02 B 37/24

②① Aktenzeichen: 198 53 360.8  
②② Anmeldetag: 19. 11. 1998  
④③ Offenlegungstag: 31. 5. 2000

DE 198 53 360 A 1

⑦① Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦② Erfinder:  
Schmidt, Erwin, 73666 Baltmannsweiler, DE;  
Sumser, Siegfried, Dipl.-Ing., 70184 Stuttgart, DE

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Brennkraftmaschine mit zwei Abgasturboladern

⑤⑦ Eine Brennkraftmaschine umfaßt zwei Abgasturbolader, von denen zumindest ein Abgasturbolader eine Abgasturbine mit variabler Turbinengeometrie zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbinenquerschnitts aufweist, wobei die beiden Abgasturbolader unterschiedliche Betriebskennfelder besitzen.

Um Leistungsdefizite im unteren Drehzahlbereich mit einfachen Maßnahmen auszugleichen, werden die Abgasturbolader in Reihe geschaltet und weisen ein bestimmtes Größenverhältnis zueinander auf.

DE 198 53 360 A 1

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zwei Abgasturboladern und ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zwei Abgasturboladern nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 bzw. 9.

Aus der DE 43 10 148 A1 ist eine aufgeladene Brennkraftmaschine mit zwei parallel angeordneten Abgasturbolader bekannt. Die Turbine eines ersten Abgasturboladers ist mit variabler Turbinengeometrie ausgestattet, die es erlaubt, den wirksamen Turbinenquerschnitt in Abhängigkeit des Betriebszustands der Brennkraftmaschine zu verändern. Der kleiner dimensionierte zweite Abgasturbolader weist eine Turbine mit Festgeometrie auf. In der Ladeluftleitung des Laders mit variabler Turbinengeometrie ist ein regelbares Sperrventil angeordnet, das je nach Betriebszustand der Brennkraftmaschine in Öffnungs- oder Sperrstellung versetzt wird, so daß dementsprechend der Lader mit variabler Turbinengeometrie in einem einstellbaren Umfang an der Ladeluftversorgung der Brennkraftmaschine teilnimmt.

Im unteren Drehzahlbereich arbeitet nur der kleine Abgasturbolader mit Festgeometrie, dessen Verdichter aufgrund der geringeren Trägheit im unteren Drehzahlbereich einen höheren Ladedruck aufbaut, als mit dem größeren Verdichter in diesem Drehzahlbereich möglich wäre. Das Sperrventil des Laders mit variabler Turbinengeometrie steht in Schließstellung, so daß dieser Lader im unteren Drehzahlbereich keinen Beitrag zur Ladeluftversorgung leistet.

Ab einer mittleren Drehzahl wird auch der Lader mit variabler Turbinengeometrie zugeschaltet, indem das Sperrventil geöffnet wird, so daß von dem Lader mit variabler Turbinengeometrie ein zunehmender Anteil an der Ladeluftversorgung geleistet wird.

Diese Anordnung hat den Vorteil, daß der kleine Abgasturbolader optimal für kleine Drehzahlen ausgelegt und dadurch ein guter Gesamtwirkungsgrad erreicht werden kann. Außerdem wird vermieden, daß der größere Lader bei niedrigen Drehzahlen in den Bereich des Verdichterpumpens gerät.

Der Erfindung liegt das Problem zugrunde, Leistungsdefizite im unteren Drehzahlbereich mit einfachen Maßnahmen auszugleichen.

Dieses Problem wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruchs 1 bzw. 9 gelöst.

Die Definition eines Turbobremsfaktors wurde erstmals in der hiermit in Bezug genommenen Druckschrift DE 197 27 141 C1 angegeben. Der Turbobremsfaktor wird ermittelt durch Multiplikation des Strömungsquerschnitts im Abgasweg zur Turbine, bezogen auf die maximale Leistung, mit dem Eintrittsdurchmesser des Turbinenrades und Division mit dem Hubvolumen der Brennkraftmaschine, wobei ein Turbobremsfaktor in der Größenordnung von maximal 0,005 (5 %) eine hohe Leistung bei zugleich relativ niedrigen thermischen Belastungen ermöglicht.

Erfindungsgemäß werden die beiden Abgasturbolader in Reihe geschaltet und weisen die Abgasturbolader ein bestimmtes Größenverhältnis in bezug zueinander auf. Bezogen auf den Turbobremsfaktor stehen die Lader in einem Relativverhältnis von maximal 0,5 zueinander, so daß der Turbobremsfaktor des kleineren Abgasturboladers maximal die Hälfte des Turbobremsfaktors des größeren Abgasturboladers beträgt. Bei diesem Verhältnis der in Reihe geschalteten Turbolader können mit einfachen Mitteln, insbesondere ohne oder mit nur geringem Regelungs- und Steuerungsaufwand, im Motorbremsbetrieb hohe Bremsleistungen erreicht werden. Die Nachteile einer einstufigen Aufladung – entweder Leistungsbegrenzung in oberen Drehzahlen bei kleinen Ladern oder schlechter Wirkungsgrad in unteren Drehzah-

len bei größeren Ladern – können bei der zweistufigen Aufladung vermieden werden, sofern die Turbobremsfaktoren der beiden Lader in dem angegebenen Größenverhältnis stehen. Insbesondere im Motorbremsbetrieb kann eine deutliche Leistungssteigerung erreicht werden.

Im niederen Drehzahlbereich bewirkt das sensible Ansprechverhalten des kleineren Laders, der eine zugunsten kleinerer Drehzahlen verschobene Pumpgrenze aufweist, eine deutliche Anhebung des Aufladegrades mit dementsprechend gesteigerter Bremsleistung. Im mittleren und oberen Drehzahlbereich kommt dagegen der größere Turbolader verstärkt zum Tragen, der aufgrund seiner größeren Trägheit zwar erst bei höheren Drehzahlen gute Wirkungsgrade liefert, andererseits aber eine zugunsten höherer Drehzahlen verschobene Stopfgrenze aufweist und deswegen höhere absolute Leistungen ermöglicht. Die Kombination von kleinerem und größerem Lader in dem angegebenen Größenverhältnis ermöglicht eine optimierte, stetig verlaufende Bremsleistungsfunktion im Motorbremsbetrieb.

Die gewählte Auslegung beeinflusst nicht nur den Motorbremsbetrieb positiv, sondern auch die befeuerte Antriebsbetriebsweise, insbesondere das transiente Verhalten und das Verhalten bei kleinen Drehzahlen und hoher Last.

Mit Hilfe der variabel einstellbaren Turbinengeometrie, die bevorzugt am größeren Lader ausgebildet ist, kann der wirksame Turbinenquerschnitt der Turbine verändert werden. Je nach Betriebszustand der Brennkraftmaschine werden verschieden hohe Abgasgegendrucke im Abschnitt zwischen den Zylindern und dem Abgasturbolader realisiert, wodurch die Leistung der Turbine und die Leistung des Verdichters je nach Bedarf eingestellt werden können.

Um im Bremsbetrieb der Brennkraftmaschine eine hohe Motorbremswirkung zu erzielen, wird die Turbinengeometrie in eine Staustellung überführt, in der der Turbinenquerschnitt deutlich reduziert ist. Im Leitungsabschnitt zwischen den Zylindern und der Abgasturbine baut sich ein hoher Abgasgegendruck auf, welcher bewirkt, daß Abgas mit hoher Geschwindigkeit durch den verbliebenen offenen Strömungsquerschnitt strömt und das Turbinenrad mit großem Impuls beaufschlagt. Daraufhin wird die dem Motor zugeführte Verbrennungsluft vom Verdichter unter erhöhten Ladedruck gesetzt, so daß der Zylinder eingangsseitig mit erhöhtem Druck beaufschlagt wird und ausgangsseitig zwischen dem Zylinderauslaß und dem Abgasturbolader ein erhöhter Abgasgegendruck anliegt, der dem Abblasen der im Zylinder verdichteten Luft über Bremsventile in den Abgasstrang hinein entgegenwirkt. Im Motorbremsbetrieb muß der Kolben im Verdichtungs- und Ausschiebehub Kompressionsarbeit gegen den hohen Überdruck im Abgasstrang verrichten, wodurch eine starke Bremswirkung erreicht wird.

Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine liegt in der großen Anzahl an Eingriffsmöglichkeiten zur Steuerung oder Regelung der Abgasturbolader. So ist es beispielsweise möglich, die zweite Laderstufe, die in der Regel durch den kleineren Lader Zeit Festgeometrie gebildet wird, im Bremsbetrieb und/oder bei befeuertem Antrieb zunächst im unteren Drehzahlbereich mit dem gesamten Abgasstrom zu beaufschlagen und bei höheren Drehzahlen nach und nach abzuschalten. Für die Zu- und Abschaltung ist zweckmäßig eine gekoppelte Absperrrichtung zur gemeinsamen Zu- und Abschaltung des Verdichters und der Turbine der zweiten Stufe vorgesehen, um die Leistungskurve gezielt zu beeinflussen.

Als weitere Maßnahme kann eine Bypassleitung zur Turbine des größeren Abgasturboladers vorgesehen sein, in der ein einstellbares Abblaseventil angeordnet ist. Bei geöffnetem Abblaseventil wird Abgas unter Umgehung der Turbine

abgeblasen, wodurch der Abgasgegendruck verringert und die Leistung der Brennkraftmaschine reduziert wird.

Die variable Turbinengeometrie, die Zu- und Abschaltung der zweiten Laderstufe und die Abblasung können einzeln oder in unterschiedlicher Kombination über eine Regelungseinrichtung zusammengeschaltet werden, um beispielsweise eine Tempomatfunktion zu realisieren.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung wird in der Anfangsphase des Motorbremsbetriebs zusätzlich eine Befeu-  
 5 rung des Motors vorgenommen, um eine weitere Leistungssteigerung der Motorbremsleistung zu erzielen. Die Befeu-  
 10 rung im Motorbremsbetrieb bewirkt, daß in kürzerer Zeit ein hoher Ladedruck und ein hoher Abgasgegendruck auf-  
 15 gebaut werden; die Leistungsentfaltung erfolgt schneller. Auch in der instationären Phase im Motorbremsbetrieb, bei-  
 20 spielsweise im Übergang von geringer Motorbremsleistung zu hoher Motorbremsleistung, kann zur Verbesserung des  
 25 transienten Verhaltens die Brennkraftmaschine befeuert werden.

Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungsformen sind den weiteren Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Ansicht einer Brennkraftma-  
 30 schine mit zwei Abgasturboladern,

**Fig. 2** ein Schaubild mit mehreren Ladedruckkurven in  
 35 Abhängigkeit der Motordrehzahl.

Die in **Fig. 1** dargestellte Brennkraftmaschine **1** eines Kraftfahrzeugs, insbesondere eines schweren Nutzfahr-  
 40 zeugs, weist einen ersten Abgasturbolader **2** mit einer Tur-  
 45 bine **3** und einem Verdichter **4** auf, wobei die Turbine **3** im  
 50 Abgasstrang **6** von den Abgasen der Brennkraftmaschine **1**  
 angetrieben wird und über eine Welle **5** den Verdichter **4** im  
 55 Ansaugtrakt **7** betätigt. Im Verdichter **4** wird Ansaugluft  
 komprimiert, die aus der Atmosphäre mit Umgebungsdruck  
 angesaugt, gegebenenfalls gereinigt und dem Verdichter **4**  
 zugeführt wird. Die im Verdichter komprimierte Ansaugluft  
 wird in einem Ladeluftkühler **8** gekühlt und tritt mit dem La-  
 60 dedruck  $p_{25}$  in ein Saugrohr der Brennkraftmaschine **1** ein.  
 Über das Saugrohr wird die Ansaugluft Saugkanälen zuge-  
 65 führt, welche in die Zylindereingänge der Brennkraftma-  
 schine **1** münden.

Die Turbine **3** des Laders **2** ist zur veränderlichen Einstel-  
 70 lung des wirksamen Turbinenquerschnitts mit einer varia-  
 75 blen Turbinengeometrie **9** ausgestattet, mittels der der freie  
 Querschnitt im Düsenkanal der Turbine reduziert werden  
 kann, wodurch im Motorbremsbetrieb das Abgas im Abgas-  
 strang stromauf der Turbine **3** aufgestaut wird. In dieser  
 80 Staustellung der Turbinengeometrie ist der Strömungsquer-  
 schnitt der Turbine reduziert und es wird ein hoher Abgas-  
 gegen-  
 85 gedruck  $p_3$  in dem Leitungsabschnitt **9** zwischen den Zy-  
 lindern und dem Abgasturbolader **2** aufgebaut. Das Abgas  
 strömt mit hoher Geschwindigkeit durch die Kanäle der Tur-  
 binengeometrie und beaufschlagt das Turbinenrad, worauf-  
 90 hin der Verdichter **4** im Ansaugtrakt **7** einen erhöhten Lade-  
 druck  $P_{25}$  aufbaut. Eingangs- und ausgangsseitig liegt am  
 Zylinder ein Überdruck an, der dem Abblasen der im Zylinder  
 verdichteten Luft über Bremsventile in den Abgasstrang  
 95 hinein entgegenwirkt, wodurch eine starke Bremswirkung  
 erreicht wird.

Die variable Turbinengeometrie kann als axial in den Tur-  
 100 binenquerschnitt einschiebbares Leitgitter oder in Form ei-  
 nes radialen Leitgitters mit Leitschaufeln ausgeführt sein.  
 Alternativ hierzu kann die Turbine mit einer Klappe im Ein-  
 tritt und stromauf des Eintritts abgehenden Beschleuni-  
 105 gungskanälen, die unmittelbar hinter dem offenen Turbinen-  
 rücken enden, ausgestattet sein, wobei auch in dieser Aus-  
 führung der das Turbinenrad beaufschlagende Abgasstrom  
 variabel einstellbar ist.

Im Strömungsweg zwischen dem Abgasturbolader **2** und  
 der Brennkraftmaschine **1** ist ein zweiter Abgasturbolader  
 110 **10** in Reihe zum ersten Abgasturbolader **2** angeordnet. Der  
 zweite Lader **10** weist eine Festgeometrie-Turbine **11** strom-  
 115 auf der ersten Turbine **3** sowie einen Verdichter **12** stromab  
 des ersten Verdichters **4** auf. Der Verdichter **12** des zweiten  
 Laders **10** wird über eine Welle **13** von der Festgeometrie-  
 Turbine **11** angetrieben.

Um den zweiten Lader **10** frei wählbar zuschalten zu kön-  
 120 nen, liegt der Verdichter **12** des zweiten Laders in einer Um-  
 gehungsleitung **18**, die einen Drehschieber **15** im Ansaug-  
 trakt **7** stromab des ersten Verdichters **4** des ersten Laders **2**  
 überbrückt. Die Festgeometrie-Turbine **11** liegt in einer Um-  
 125 gehungsleitung **19**, die einen Drehschieber **16** im Abgas-  
 strang **6** stromauf der Turbine **3** des ersten Laders **2** über-  
 brückt. Die beiden Drehschieber **15**, **16** sind über eine Kop-  
 pelstange **17** verbunden, die eine gleichzeitige Betätigung  
 130 beider Drehschieber **15**, **16** erlaubt. Die Drehschieber **15**, **16**  
 und die Koppelstange **17** bilden eine gekoppelte Absper-  
 reinrichtung **14** zur simultanen Verstellung beider Dreh-  
 schieber zwischen Öffnungs- und Sperrstellung, wobei in  
 135 Öffnungsstellung die Gasströmungen durch den Abgas-  
 strang **6** bzw. der Ansaugtrakt **7** fließen können und in Sperr-  
 stellung die Gasströmungen den Weg durch die Umge-  
 hungsleitungen **18**, **19** nehmen müssen. In Öffnungsstellung  
 140 der Absperreinrichtung **14** ist der zweite Lader **10** abge-  
 schaltet, in Sperrstellung der Absperreinrichtung **14** ist der  
 zweite Lader **10** zugeschaltet. Zur vollständigen Stilllegung  
 des zweiten Laders **10** ist verdichterseitig in der Umge-  
 145 hungsleitung **18** stromauf des Verdichters **12** ein Rück-  
 schlagventil **20** und turbinenseitig in der Umgehungsleitung  
**19** stromauf der Turbine **11** eine veränderliche Kanalausper-  
 150 rung **21** angeordnet.

Mittels des ersten und des zweiten Laders **2**, **10** ist eine  
 155 zweistufige Registeraufladung realisiert.

Um unzulässig hohe Drücke und dadurch hervorgerufene  
 Bauteil-Überlastungen zu vermeiden, ist eine Anblaseein-  
 160 richtung **22** im Abgasstrang **6** vorgesehen, die eine die Tur-  
 bine **3** des ersten Laders **2** überbrückende Bypassleitung **23**  
 mit einem Abblaseventil **24** umfaßt. In Öffnungsstellung des  
 Abblaseventils **24** wird ein einstellbarer Anteil des Abgases  
 165 unter Umgehung der Turbine **3** aus dem Leitungsabschnitt  
 des Abgasstranges **6** stromauf des Drehschiebers **16** der Ab-  
 sperreinrichtung **14** abgezweigt und abgeleitet.

Über eine Regel- und Steuereinrichtung **25** werden die  
 170 Funktionen der Brennkraftmaschine **1** bzw. der zugehörigen  
 Komponenten eingestellt. Die Regel- und Steuereinrichtung  
**25** erhält über eine Signalleitung **26** als Eingangssignale In-  
 formationen über den Betriebszustand der Brennkraftma-  
 175 schine, insbesondere Bremsbetrieb/befueller Antrieb, Mo-  
 torlast und Motordrehzahl. Über Signalleitungen **27**, **28** lie-  
 fert die Regel- und Steuereinrichtung **25** Stellsignale zur  
 Einstellung von getakteten Bremsventilen in der Brennkraft-  
 180 maschine **1** sowie zur Steuerung der Kraftstoffeinspritzung.  
 Es kann gegebenenfalls zweckmäßig sein, anstelle von ge-  
 takteten Bremsventilen Konstantdrosselventile einzusetzen.  
 Weitere Stellsignale werden über Signalleitungen **29**, **30**, **31**  
 185 einem Aktuator **32** zur Einstellung der variablen Turbinen-  
 geometrie **9** der ersten Turbine **3**, zur Einstellung des Abbla-  
 seventils **24** in der Abblaseeinrichtung **22** und zur Einstel-  
 lung der Absperreinrichtung **14** zugeführt.

Die Regel- und Steuereinrichtung **25** regelt insbesondere  
 im Motorbremsbetrieb das Zusammenwirken der beiden  
 190 Turbolader **2** bzw. **10** unter Berücksichtigung der Stellung  
 der variablen Turbinengeometrie und der Zu- und Abschalt-  
 195 ung des zweiten Turboladers **10**, der Stellung der Brems-  
 ventile, der Befuellerung, der Kraftstoffeinspritzung und der  
 Abblasung des Abgases. Dadurch ist es beispielsweise mög-

lich, eine Tempomatfunktion zu realisieren.

Je nach gewünschtem Betriebsverhalten kann es zweckmäßig sein, den zweiten Lader oberhalb einer bestimmten Last/Drehzahl nach und nach abzuschalten oder aber über den gesamten Betriebsbereich den zweiten Lader in Betrieb zu halten.

Um mit einfachen Maßnahmen im Motorbremsbetrieb hohe Bremsleistungen über den gesamten Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine zu erzielen, werden die Größenverhältnisse der beiden Lader **2**, **10** aufeinander abgestimmt. Für die Dimensionierung der Lader wird ein Turbobremsfaktor TBF definiert, der sich gemäß folgender Beziehung errechnet:

$$TBF = A_T \cdot D_T / V_H.$$

Hierin bezeichnet der Parameter  $A_T$  den freien Strömungsquerschnitt im Abgasweg zur Turbine bei maximaler Bremsleistung,  $D_T$  den Eintrittsdurchmesser des Turbinenrades und  $V_H$  das Hubvolumen der Brennkraftmaschine. Der Parameter  $A_T$  hängt bei Ladern mit variabler Turbinengeometrie von der Position des den Turbinenquerschnitt beeinflussenden Bauteils ab, das zwischen einer den Strömungsquerschnitt auf ein Minimum reduzierenden Stellung und einer den maximalen Strömungsquerschnitt freigebenden Stellung verstellt ist; maßgebend für die Berechnung des Turbobremsfaktors ist hierbei der freie Strömungsquerschnitt in der Turbine mit variabler Turbinengeometrie in der eine maximale Bremsleistung erzeugenden Bremsstellung, die üblicherweise bei minimalem Strömungsquerschnitt  $A_T$  erreicht wird. Bei Festgeometrie-Turbinen dagegen ist der Parameter  $A_T$  für den betreffenden Turbinentyp eine feste, unveränderliche Größe, unabhängig von der erzeugbaren Bremsleistung.

Der Eintrittsdurchmesser  $D_T$  des Turbinenrades und das Hubvolumen  $V_H$  der Brennkraftmaschine sind feste Größen, die vom jeweiligen Typ der Brennkraftmaschine abhängen.

Ein optimales Größenverhältnis zwischen den beiden Turboladern wird bei einem Verhältnis der Turbobremsfaktoren von

$$TBF_2 / TBF_1 \leq 0.5$$

erreicht, wobei  $TBF_1$  den Turbobremsfaktor des ersten Laders **2** mit variabler Turbinengeometrie und  $TBF_2$  den Turbobremsfaktor des zweiten Laders **10** mit Festgeometrie-Turbine bezeichnet. Das Verhältnis der beiden Turbobremsfaktoren vom maximal 0.5 bedeutet, daß der Turbobremsfaktor  $TBF_2$  des zweiten Laders **10** maximal die Hälfte des Wertes des Turbobremsfaktors  $TBF_1$  des ersten Laders **2** mit variabler Turbinengeometrie betragen darf, was zur Folge hat, daß der zweite Lader **10** deutlich kleiner dimensioniert ist als der erste Lader **2**. Der zweite, kleinere Lader **10** besitzt eine erheblich geringere Trägheit, eine zugunsten geringerer Drehzahlen verschobene Verdichter-Pumpgrenze und einen besseren Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen im Vergleich zum ersten, größeren Lader **2**; dagegen ermöglicht der erste, größere Lader **2** höhere absolute Leistungen.

In absoluten Zahlen ausgedrückt erweist sich ein Turbobremsfaktor  $TBF_1$  des ersten Laders **2** von maximal 0.005 (5 ‰) als vorteilhaft. Der Turbobremsfaktor  $TBF_2$  des zweiten Laders **10** beträgt zweckmäßig maximal 0.0015 (1.5 ‰). Bei einer Hintereinanderschaltung von zwei in dieser Weise dimensionierten Ladern kann über den gesamten nutzbaren Drehzahlbereich eine gute Motoraufladung mit einem angehobenen Gesamtwirkungsgrad erreicht werden.

Fig. 2 zeigt mehrere in Abhängigkeit der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  aufgetragene Kurven a bis d des Ladedrucks  $p_{25}$ , die

verschiedene Betriebszustände im Motorbremsbetrieb repräsentieren. Die Kurven a und b stellen eine einstufige Aufladung durch einen einzigen Lader mit variabler Turbinengeometrie dar, die Kurven c und d eine zweistufige Aufladung durch eine Reihenschaltung eines größeren Laders mit variabler Turbinengeometrie und eines kleineren Laders mit Festgeometrie.

In Kurve a ist ein unbefuehrter Motorbremsbetrieb bei einstufiger Aufladung gezeigt. Im unteren Drehzahlbereich werden aufgrund der schlechten Wirkungsgrade in diesem Drehzahlbereich nur geringe Aufladegrade erreicht. Der Ladedruck  $p_{25}$  fällt mit abnehmender Drehzahl  $n_{Mot}$  exponentiell stark ab. Die Ursache hierfür liegt in dem starken Rückgang der Aufladung und des Abgasgedrucks  $p_3$ , der für die Turbinenleistung verantwortlich ist. Mit zunehmender Motordrehzahl  $n_{Mot}$  beginnt im Punkt A die Abblasung von Abgas aus dem Leitungsabschnitt stromauf der Turbine. In diesem Punkt erfährt die bis dahin exponentiell ansteigende Kurve a einen Wendepunkt, der Gradient geht stark zurück.

Die Kurve b zeigt einen Motorbremsbetrieb bei einstufiger Aufladung und befeuerten Motor. Die Befuehrung bewirkt, daß im unteren Motordrehzahlbereich ein relativ hoher Aufladegrad erreicht wird, der eine Steigerung der Motorbremsleistung zur Folge hat. Die Kurve b verläuft etwa parallel zur Kurve a, jedoch verschoben zugunsten eines höheren Ladedrucks  $p_{25}$ .

In Kurve c ist eine zweistufige Aufladung für den unbefuehrten Motorbremsbetrieb dargestellt. Der Kurvenverlauf bewegt sich in einem unteren und mittleren Drehzahlbereich oberhalb des Niveaus der Kurve b, dem befeuerten einstufigen Motorbremsbetrieb. Erst in einem oberen Drehzahlbereich macht sich die Befuehrung im einstufigen Betrieb gemäß Kurve b bemerkbar, die Kurve c verläuft flacher und schneidet die Kurve b.

Im Punkt C, der etwa den Wendepunkt der Kurve c markiert, wird die Absperrereinrichtung geöffnet, über die der zweite Turbolader zu- und abschaltbar ist, wobei in Sperrstellung der Absperrereinrichtung der zweite Lader zugeschaltet und in Öffnungsstellung der zweite Lader außer Funktion gesetzt ist. Wird die Absperrereinrichtung in Öffnungsstellung überführt, so wird der Beitrag des zweiten Laders zur Erhöhung des Ladedrucks reduziert, was sich in einem flacher werdenden Anstieg der Kurve c ausdrückt. Im Punkt B im oberen Drehzahlbereich ist die Absperrereinrichtung vollständig geöffnet, der zweite Lader ist außer Funktion gesetzt, der Beitrag zur Ladedruckerhöhung wird ausschließlich vom ersten Lader geleistet. Im Punkt B treffen sich die Kurven a und c, da in diesem Punkt die zweistufige Aufladung gemäß Kurve c auf eine einstufige Aufladung reduziert wird.

Die Kurve d zeigt eine zweistufige Aufladung mit befeuerten Motor. Die Kurve d verläuft etwa parallel oberhalb der Kurve c, die den zweistufigen, unbefuehrten Verlauf darstellt. Im Punkt C' im mittleren Drehzahlbereich beginnt die Öffnungsphase der Absperrereinrichtung, so daß der zweite Lader nach und nach außer Kraft gesetzt wird und der Gradient der Kurve d geringer wird. Im Punkt B' im oberen Drehzahlbereich treffen sich die Kurven b und d; in diesem Punkt ist die Absperrereinrichtung vollständig geöffnet und dementsprechend der zweite Lader außer Funktion gesetzt.

Die zusätzliche Befuehrung gemäß den Kurven b und d ermöglicht insbesondere in kritischen Bremssituationen eine Steigerung der Motorbremsleistung. Der Anstieg der Bremsleistung kann durch ein gezieltes Öffnen der Absperrereinrichtung ab einer bestimmten Motordrehzahl gedämpft werden. Bei vollständig geöffneter Absperrereinrichtung wird der Ladedruck praktisch ausschließlich durch den ersten Lader erzeugt.

Der Effekt der Dämpfung des Bremsleistungsanstiegs

kann durch Abschaltung des zweiten Laders oder auch durch die Abblasung der Abgase stromauf der Turbine des ersten Laders erreicht werden.

Die dargestellten Verläufe der Ladedruckkurven korrelieren mit Kurven für die Motorbremsleistungen.

#### Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit zwei Abgasturboladern, mit zumindest einer Abgasturbine (2) mit variabler Turbinengeometrie (9) zur veränderlichen Einstellung des wirksamen Turbinenquerschnitts, wobei die beiden Abgasturbolader (2, 10) unterschiedliche Betriebskennfelder aufweisen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Abgasturbolader (2, 10) in Reihe geschaltet sind, daß ein auf den Motorbremsbetrieb bei maximaler Bremsleistung der Brennkraftmaschine bezogener Turbobremfaktor TBF gemäß der Beziehung

$$TBF = A_T \cdot D_T / V_H$$

aus den Parametern

$A_T$  freier Strömungsquerschnitt im Abgasweg zur Turbine bei maximaler Bremsleistung

$D_T$  Eintrittsdurchmesser des Turbinenrades

$V_H$  Hubvolumen der Brennkraftmaschine

ermittelt wird, wobei sich die Turbobremsfaktoren ( $TBF_1$ ,  $TBF_2$ ) der beiden Abgasturbolader (2, 10) unterscheiden und der Turbobremsfaktor ( $TBF_2$ ) des kleineren Abgasturboladers (10) maximal die Hälfte des Turbobremsfaktors ( $TBF_1$ ) des größeren Abgasturboladers (2) beträgt.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der größere Abgasturbolader (2) einen Turbobremsfaktor ( $TBF_1$ ) kleiner als 0.005 aufweist.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Turbobremsfaktor ( $TBF_2$ ) des kleineren Abgasturboladers (10) maximal 0.0015 beträgt.

4. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der größere Abgasturbolader (2) eine Abgasturbine (3) mit variabler Turbinengeometrie (9) aufweist.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der kleinere Abgasturbolader (10) eine Abgasturbine (11) mit Festgeometrie aufweist.

6. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der kleinere Abgasturbolader (10) im Strömungsweg zwischen dem größeren Abgasturbolader (2) und der Brennkraftmaschine (1) angeordnet ist.

7. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß eine die Turbine (3) des größeren Abgasturboladers (2) überbrückende Bypassleitung (23) mit einem einstellbaren Abblaseventil (24) vorgesehen ist.

8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß eine gekoppelte Absperreinrichtung (14) zur gemeinsamen Zu- und Abschaltung des Verdichters (12) und der Turbine (11) des kleineren Abgasturboladers (10) vorgesehen ist.

9. Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zwei Abgasturboladern, insbesondere Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei zumindest eine Abgasturbine (3) mit variabler Turbinengeometrie (9) zur verän-

derlichen Einstellung des wirksamen Turbinenquerschnitts ausgestattet ist und die beiden Abgasturbolader (2, 10) unterschiedliche Betriebskennfelder aufweisen, dadurch gekennzeichnet,

daß die Abgasturbolader (2, 10) in Reihe geschaltet sind, daß bezogen auf den Motorbremsbetrieb bei maximaler Bremsleistung der Brennkraftmaschine ein Turbobremfaktor TBF gemäß der Beziehung

$$TBF = A_T \cdot D_T / V_H$$

aus den Parametern

$A_T$  freier Strömungsquerschnitt im Abgasweg zur Turbine bei maximaler Bremsleistung

$D_T$  Eintrittsdurchmesser des Turbinenrades

$V_H$  Hubvolumen der Brennkraftmaschine

ermittelt wird, wobei sich die Turbobremsfaktoren ( $TBF_1$ ,  $TBF_2$ ) der beiden Abgasturbolader (2, 10) unterscheiden und der Turbobremsfaktor ( $TBF_2$ ) des kleineren Abgasturboladers (10) maximal die Hälfte des Turbobremsfaktors ( $TBF_1$ ) des größeren Abgasturboladers (2) beträgt,

und daß in einer Regel- und Steuereinrichtung (25) ein Regelungssignal zur betriebszustandsabhängigen Abstimmung der Funktion der beiden Abgasturbolader (2, 10) erzeugt wird.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß unterhalb eines Grenzwertes für die Last/Drehzahl der kleinere Abgasturbolader (10) mit Festgeometrie-Turbine (11) mit dem gesamten Abgasmassenstrom beaufschlagt wird und mit ansteigender Drehzahl der durch die Festgeometrie-Turbine (11) geleitete Abgasmassenstrom reduziert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß in der Anfangsphase des Motorbremsbetriebs Kraftstoff zur Motorbefeuerung eingespritzt wird.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß in der instationären Phase des Motorbremsbetriebs Kraftstoff zur Motorbefeuerung eingespritzt wird.

---

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

---

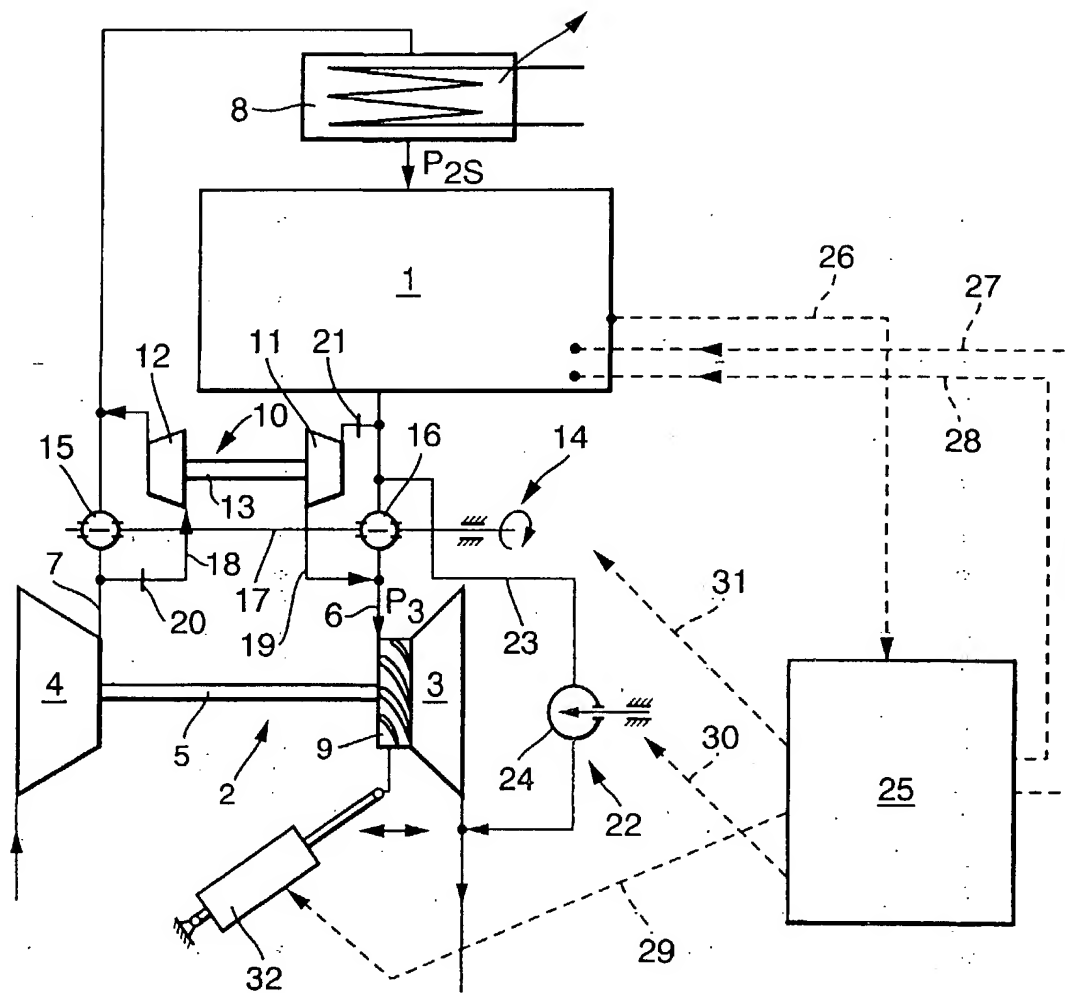


Fig. 1

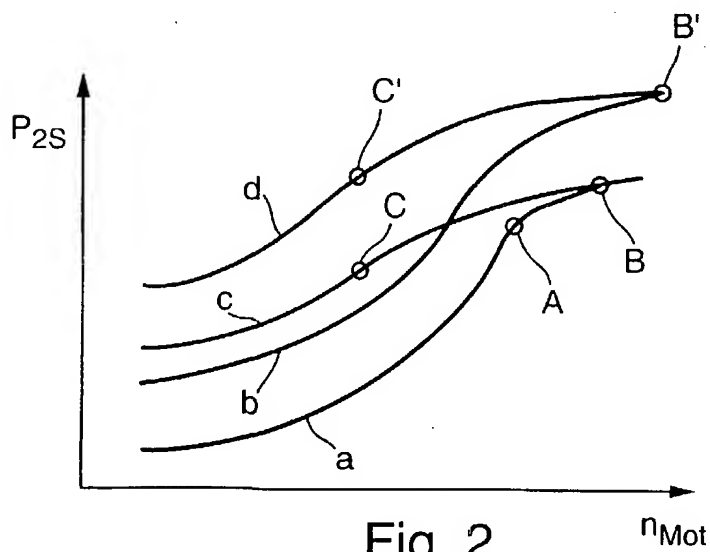


Fig. 2

DERWENT-ACC-NO: 2000-443379

DERWENT-WEEK: 200039

COPYRIGHT 1999 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Internal combustion engine has two exhaust gas  
turbochargers with different turbo braking factors;  
the  
turbo braking factor of the smaller one is at  
maximum  
half that of the larger one.

INVENTOR: SCHMIDT, E; SUMSER, S

PATENT-ASSIGNEE: DAIMLERCHRYSLER AG[DAIM]

PRIORITY-DATA: 1998DE-1053360 (November 19, 1998)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES
MAIN-IPC			
DE 19853360 A1	May 31, 2000	N/A	006
F02D 009/06			

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO
APPL-DATE		
DE 19853360A1	N/A	1998DE-1053360

November 19, 1998

INT-CL (IPC): F02B037/24, F02D009/06

ABSTRACTED-PUB-NO: DE 19853360A

**BASIC-ABSTRACT:**

NOVELTY - The engine (1) has at least one variable geometry exhaust gas turbine (9) enabling variable setting of the effective turbine cross-section, whereby the two turbochargers (2,10) have different operating characteristic fields and are connected in series. The turbo braking factor for maximum engine braking power is given by the product of the free cross-section in the exhaust gas path to the turbine at maximum braking power and the turbine wheel entry dia. divided by the engine stroke vol. The turbochargers have different turbo braking factors; the factor of the smaller one (10) is at maximum half that of the larger one (2).

DETAILED DESCRIPTION - An INDEPENDENT CLAIM is also included for a method of operating an internal combustion engine with two exhaust gas turbochargers



USE - Internal combustion engine with two exhaust gas turbochargers.

ADVANTAGE - Has a smaller turbocharger optimised for low revolution rates and enables high efficiency to be achieved.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The drawing shows a schematic representation of an internal combustion engine with two exhaust gas turbochargers

engine 1

turbochargers 2,10

variable turbine geometry 9

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/2

TITLE-TERMS: INTERNAL COMBUST ENGINE TWO EXHAUST GAS TURBOCHARGE TURBO BRAKE

FACTOR TURBO BRAKE FACTOR SMALLER ONE  
MAXIMUM HALF LARGER ONE

DERWENT-CLASS: Q52 X22

EPI-CODES: X22-A03C; X22-A14;

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N2000-330672